

(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平6-307219

(43)公開日 平成6年(1994)11月1日

(51)Int.Cl.<sup>5</sup>

F 0 1 L 13/00  
1/18

識別記号 301 K  
B 6965-3G  
N 6965-3G

F I

技術表示箇所

審査請求 未請求 請求項の数 1 O.L (全 7 頁)

(21)出願番号 特願平5-102572

(22)出願日 平成5年(1993)4月28日

(71)出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72)発明者 多田 博

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車 株式会社内

(74)代理人 弁理士 恩田 博宣

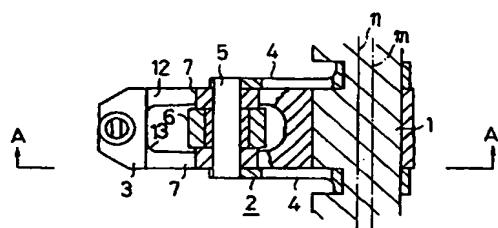
(54)【発明の名称】 内燃機関の可変動弁機構

(57)【要約】

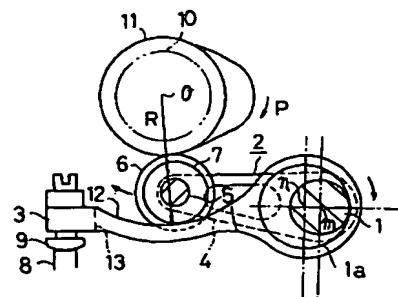
【目的】リフト特性の周期性を確保でき、運動部分の慣性質量の増加を伴うことなく、滑らかなリフト曲線を有し、異なる作用角が得られる。

【構成】 搖動アーム2のアーム片4はロッカシャフト1の偏心軸部1aに対して回転可能に配置されている。アーム片4の先端にはニードルローラ6と押圧ローラ5が回動可能に支持されている。ロッカアーム3の回転軸心はロッカシャフト1の回転軸心nと同軸とされている。ロッカアーム3の先端はタペット8を下方に押圧する。ロッカアーム3の上方にはニードルローラ11を駆動するカム11を備えたカムシャフト10がロッカシャフト1と平行に配置されている。ロッカアーム3の上面は断面円弧状の曲面12に形成され、その曲面12はカム11の回転軸心Oを中心とした半径Rの円上に配置されている。曲面12上に搖動アーム2の押圧ローラ7が転動可能に載置されている。

(a)



(b)



1...シャフト 4...アーム片  
2...搖動アーム 6...ニードルローラ  
3...ロッカアーム 7...押圧ローラ

## 【特許請求の範囲】

【請求項 1】偏心軸により一端が支承されるとともにロッカアームとカム間に配置された揺動アームに対してロッカアーム、カム双方に当接摺動可能な摺動部が配置されたロッカアーム方式の可変動弁機構において、前記偏心軸を前記カムのカムシャフトと同期回転させる同期回転手段と、

前記偏心軸の回転位相を所定の位相に変化させる位相可変手段とを備えたことを特徴とする内燃機関の可変動弁機構。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【産業上の利用分野】この発明は内燃機関の運転状態に応じて吸気バルブ或いは排気バルブの開閉タイミングを連続的に可変にする内燃機関の可変動弁機構に関するものである。

## 【0002】

【従来の技術】従来、実開昭62-137313号、実開昭62-137314号公報に示されているように一对の偏心アームにて作用角を変化させる可動弁機構が提案されている。実開昭62-137313号では図9に示すように第1の偏心シャフト50に対して第1のアーム51が枢支され、第1のアーム51とは反対側には第2の偏心シャフト52に対して第2のアーム53が枢支されている。又、両アーム51、53の先端にはそれぞれローラ54、55が設けられ、両ローラ54、55は互いに共通のバルブ駆動用カム56の周面を転動するようになっている。そして、第1の偏心シャフト50の回転中心の回動により第1のアームの揺動中心が偏位することにより、第1のアーム51とバルブ駆動用カム51との係合点が進角方向へ偏位するようになっている。又、第2の偏心シャフト52の回転により揺動中心が偏位して第2のアーム53とバルブ駆動用カム56との係合点が遅角方向へ偏位するようになっている。従って、この技術では少なくともいずれか一方の偏心シャフト50、52が回動することによりバルブ駆動用カム56と少なくとも何れか一方のアーム51、53との係合点が偏位することにより作用角を任意に変更させることができるものである。なお、図中57はアーム51、53により駆動されるタペット、58はプッシュロッドである。

【0003】又、実開昭62-137314号では図10に示すようにロータ59の両側面に第1の偏心シャフト60と第2の偏心シャフト62とを設け、両シャフト60、62には第1のアーム61及び第2のアーム63がそれぞれ回動可能に枢支されている。両アーム61、63の先端にはそれぞれローラ64、65が設けられ、両ローラ64、65は互いに共通のバルブ駆動用カム66の周面を転動するようになっている。そして、第1の偏心シャフト60の回転中心の回動により第1のアーム

61の揺動中心が偏位することにより、第1のアーム61とバルブ駆動用カム66との係合点が進角方向へ偏位するようになっている。又、第2の偏心シャフト62の回転により揺動中心が偏位して第2のアーム63とバルブ駆動用カム66との係合点が遅角方向へ偏位するようになっている。

【0004】そして、第1の偏心シャフト60と第2の偏心シャフト62とはロータ59の両側面に設けられて第1の偏心シャフト60の回転中心と第2の偏心シャフト62の回転中心とが同軸的に設けられている。さら

に、第1の偏心シャフト60、第2の偏心シャフト62はロータ59に対し、第1のアーム61の揺動中心と第2のアーム63の揺動中心とが回転中心を挟んで対抗する位置に配置されている。なお、図中67はアーム61、63により駆動されるタペット、68はプッシュロッドである。

【0005】従って、この技術においても偏心シャフト60、62が回動することによりバルブ駆動用カム66とアーム61、63との係合点が偏位することにより作用角を任意に変更させることができるものである。

## 【0006】

【発明が解決しようとする課題】ところが、進角側あるいは遅角側に移動すべくアームの先端に設けたローラを変位するとローラとバルブ駆動用カム間のクリアランスが変わり、変位するローラがカムの干渉部を乗り越えるとタペットの接触面は平面なため、音が発生する問題があつた。

【0007】又、図10(a)に示すようにローラ64、65の軸心間を広げて作用角を広げた場合、バルブ駆動用カム66のカムノーズがローラ64からローラ65へ移動する際にリフトカーブが図11に示すように不連続となって円滑なリフト特性が得られないとともにその不連続部分において音が発生する問題もある。さらに、従来は図9及び図10に示すようにローラが変位する分だけバルブ中心とずれるため広い当接面積を有するタペット57、58が必要とされていた。このためバルブ駆動における慣性質量が増加し、運動性が悪化する問題もあつた。

【0008】又、図10(a)に示すようにアームの揺動中心aと、バルブ駆動用カム66とローラ64、65の接触点bとの距離(a-b)、及びアームの揺動中心aと、タペット接触点cとの距離(a-c)とはリフト量を決定する要因である。この(a-b)/(a-c)(=アーム比)を変更することによりリフト量を変化させることができるが、この従来の技術においてはローラを変位しても距離(a-b)及び距離(a-c)とはほとんど変化しないため、すなわちアーム比がほとんど変わらないためリフト量はほとんど変わらないものであつた。

【0009】この発明の目的はリフト特性の周期性を確

保でき、偏心軸の回転位相を変化させることにより、リフト期間中のロッカーアームとカムとの係合タイミングを変化させることにより、運動部分の慣性質量の増加を伴うことなく、しかも滑らかなリフト曲線を有するとともに異なる作用角を備える内燃機関の可変動弁機構を提供することにある。

#### 【0010】

【課題を解決するための手段】上記問題点を解決するために本発明は、偏心軸により一端が支承されるとともにロッカアームとカム間に配置された揺動アームに対してロッカアーム、カム双方に当接摺動可能な摺動部が配置されたロッカアーム方式の可変動弁機構において、前記偏心軸を前記カムのカムシャフトと同期回転させる同期回転手段と、前記偏心軸の回転位相を所定の位相に変化させる位相可変手段とを備えたことをことを要旨とするものである。

#### 【0011】

【作用】上記の構成により、同期回転手段にてカム及びロッカアームが同期回転される。そして、カムの回転により、摺動部を介して偏心された揺動アームが揺動される。位相可変手段にて偏心軸の回転位相を変化させた状態でカム及びロッカアームを同期回転すると、回転位相を変化させる以前と比較して開弁開始時、閉弁時等が変更されるべくカムの回転により揺動アームが揺動される。

#### 【0012】

【実施例】以下、本発明をガソリンエンジンの吸気バルブ及び排気バルブのための可変動弁機構に具体化した第一実施例を図1～図6に従って説明する。

【0013】図1は要部を示すエンジンの可動弁機構を示している。なお、吸気バルブ側も排気バルブ側も可動弁機構の構成は同一であるため、図1は吸気弁側の機構を示し、排気弁側の機構はその説明を省略する。

【0014】この可動弁機構はロッカシャフト1に対し揺動アーム2とロッカアーム3が回動可能に支持されている。揺動アーム2はロッカシャフト1において互いに離間配置された一対のアーム片4にて構成されている。ロッカシャフト1には互いに離間した偏心軸部1aが形成されている。その偏心軸部1aに対して各アーム片4が回転可能に配置され、その回転軸心mはロッカシャフト1の回転軸心nに対して偏心して配置されている。アーム片4の先端間に軸5が架設され、同軸5に対してニードルローラ6が回動可能に支持されている。前記ニードルローラ6の両側面とアーム片4との間ににおいて軸5には一対の押圧ローラ7が回動可能に支持されている。同押圧ローラ7は前記ニードルローラ6よりも若干小径に形成されている。前記ニードルローラ6と押圧ローラ7とにより摺動部が構成されている。

【0015】ロッカアーム3の回転軸心は前記ロッカシャフト1の回転軸心nと同軸とされている。ロッカアーム3の先端にはタペット8を下方に押圧する駆動部材9が下方に突出されている。ロッカアーム3の上方には吸気側カムシャフト10がロッカシャフト1と平行に配置されている。同カムシャフト10においてニードルローラ6と対応する位置にはカム11が形成されている。前記ロッカアーム3の中央上面は断面円弧状の曲面12に形成され、その曲面12はカムシャフト10の回転軸心、すなわちカム11の回転軸心Oを中心とした半径Rの円上に配置されている。そして、同曲面12上に揺動アーム2の押圧ローラ7が転動可能に載置されている。

又、前記ロッカアーム3の中央部には前記ニードルローラ6を挿入可能に長孔13が形成され、揺動アーム2の変位時にニードルローラ6の移動を許容するようになっている。

【0016】又、前記タペット8は図示しない吸気バルブシステムを上下方向に駆動するようになっている。次に本実施例における同期回転手段であるロッカシャフト1の駆動機構を図3に従って説明する。

【0017】吸気側カムシャフト10及び排気側カムシャフト17の端部に設けられたタイミングブーリ18, 19はタイミングベルト21を介してクランクシャフト15の端部に設けられたスプロケット16に駆動連結されている。この駆動連結によりタイミングブーリ18, 19はクランクシャフト15が1回転すると、1/2回転するようになっている。前記吸気側カムシャフト10の端部には前記スプロケット16と同径のタイミングブーリ20が設けられている。

【0018】位相可変手段としての可変バルブタイミング機構（以下単に「VVT」という）を構成するタイミングブーリアッシイ22は公知のヘリカルスライド式の構成を備えている。タイミングブーリアッシイ22はタイミングブーリ18, 19と同径の第一ブーリ27、第二ブーリ28を備えており、両ブーリ27, 28は同軸上に配置され、内部機構を介して同一方向に同期回転可能となっている。そして、タイミングブーリアッシイ22は油圧等によって内部機構が駆動されることにより、第一ブーリ27に対して相対的に第二ブーリ28が軸方向を中心とした振りが付与されるようになっている。そして、このタイミングブーリアッシイ22により45°の振り付与が可能となっている。

【0019】前記タイミングブーリ20はタイミングブーリアッシイ22の第一ブーリ27に対してタイミングベルト21を介して駆動連結されている。又、吸気側ロッカシャフト1及び排気側ロッカシャフト23の一端には前記第二ブーリ28の1/2径であるタイミングブーリ24, 25が設けられ、両タイミングブーリ24, 25はタイミングベルト26を介して前記タイミングブーリアッシイ22の第二ブーリ28に対して駆動連結されている。

【0020】従って、タイミングベルト26に噛合した

第二ブーリ 27 の軸方向を中心とした捩りが付与された場合、その結果としてタイミングベルト 26 を介してタイミングブーリ 24, 25 に捩りが付与される。そして、ロッカシャフト 1, 23 に捩りが付与されることにより、吸気バルブ、排気バルブの開閉タイミングが変更されるようになっている。そして、上記したようにクラシクシャフト 15 のスプロケット 16 が 1 回転すると、タイミングブーリ 18, 19 が 1/2 回転、第一、第二ブーリ 27, 28 が 1/4 回転、タイミングブーリ 24, 25 がそれぞれ 1/2 回転されるようになっている。すなわち、タイミングブーリ 18, 19 に連結された吸気側及び排気側カムシャフト 10, 17 と、タイミングブーリ 24, 25 に連結された吸気側及び排気側ロッカシャフト 1, 23 とは同期回転可能になっている。

【0021】そして、タイミングブーリーアッシャイ 22 を駆動することにより、揺動アーム 2 の回転中心 m が第二のロッカーアーム 3 の回転中心 n よりも図 1 において右側（進角側）に位置する高速用と、図 2 に示すように高速用よりも回転中心 n が 90 度遅角側に変位することが可能である。なお、図 3 中、 29, 30 はそれぞれアイドルローラである。

【0022】さて、上記のように構成された実施例の作用について説明する。図 2 は低速用のリフトカーブを得る状態の可変動弁機構を示している。この状態でカム 1 1 とロッカシャフト 1 が同回転で回転されており、この状態から高速用のリフトカーブを得る場合、VVT を構成するタイミングブーリーアッシャイ 22 を油圧等にて駆動する。すると、第一ブーリ 27 に対して相対的に第二ブーリ 28 に軸方向を中心とした捩りを付与する。従って、タイミングブーリ 24, 25 がそれぞれ回転され、ロッカシャフト 1, 23 が回転される。このとき、カム 1 1 とロッカシャフト 1, 23 は 1:1 の伝達でなされる。この結果、図 1 に示すように揺動アーム 2 の回転中心 m がロッカーアーム 3 の回転中心 n よりも図 1 において右側（進角側）に位置する。この状態においてはカム 1 1 が開き始める P 方向から駆動すると、ニードルローラ 1 1 は図 5 に示すように 6a, 6b, 6c で示す位置を経るように移動する。6a は開弁開始時の位置であり、6b はカム 1 1 により駆動されて最大量にリフトされた時の位置、6c は閉弁時の位置である。そして、図 4 の実線に示すように大きな作用角 A とリフト量を大きく得ることができる。

【0023】前記高速用のリフトカーブを得る状態から、低速用のリフトカーブを得る場合、VVT を油圧等にて駆動する。すると、第一ブーリ 27 に対して相対的に第二ブーリ 28 に軸方向を中心とした捩りを付与する。従って、タイミングブーリ 24, 25 がそれぞれ回転され、ロッカシャフト 1, 23 が回転される。このとき、カム 1 1 とロッカシャフト 1, 23 は 1:1 の伝達でなされる。この結果、図 2 に示すように揺動アーム 2

の回転中心 m が図 1 の状態より遅角側に位置する。この状態においてはカム 1 1 が開き始める P 方向から駆動し、カムノーズがニードルローラ 6 と接触する時に最も揺動中心から離れた位置にニードルローラ 6 を移動すると、低速用においては図 6 に示すようにニードルローラ 6 は 6d, 6e で示す位置を経るように移動する。6d は開弁開始時及び閉弁時の位置であり、6e はカム 1 1 により駆動されて最大量にリフトされた時の位置である。この 6e の位置はニードルローラ 6 が U ターンされる位置もある。そして、図 4 の点線に示すように小さな作用角 B とリフト量を小さく得ることができる。従って、この低速用においては最大リフトはアーム比が下がった分小さくなり、バルブスプリングの圧縮が小さくなるため、フリクションを下げることができる。このため、燃費を向上することができる。

【0024】前記実施例では低速用は図 2 に示すように揺動中心 m が図 1 に示す高速用の場合に対して 90 度変位させたが、図 7 に示すように高速用の場合よりも 180 度変位させるようにしてもよい。この場合は VVT を 90 度可変タイプのものを使用することにより実現される。あるいは、VVT は 45 度可変タイプのものを使用し、VVT の第一ブーリー 27, 第二ブーリ 28 を大きめにしてカムから VVT へは 1/4 倍速とし、VVT からロッカシャフト 1, 23 へは 4 倍速にすることによって也可能である。この図 7 の例ではカム 1 1 が開き始める P 方向から駆動すると、ニードルローラ 6 は Q 方向へ移動することになるため、図 4 の二点鎖線で示すように遅く開き始めて、早く閉弁することになり、リフト量は高速用と変わらないが作用角 C は小さくなる。

【0025】上記のように、揺動アーム 2 の揺動中心 m の位相を変化させた場合、リフトカーブに不連続な部分が存在しないため、音が発生することはなく、円滑なリフト特性を得ることができる。又、この実施例ではタペット 8 に当接する駆動部材 9 は変位しないため、狭い当接面積のタペット、すなわち、小型のタペットでよくなり、慣性質量が増加することではなく、運動性が悪化することはない。

【0026】次に第二実施例について説明する。この実施例では図 8 に示すように前記第一実施例の構成中、ロッカーアーム 3 においてカム 1 1 の回転軸心 O を中心とした半径 R の円上における曲面 1 2 の先端の一部が滑らかに切削されてリフト軽減面 1 2a が形成され、曲面 1 2 に対し滑らかにつながっている。そして、このリフト軽減面 1 2a は前記第一実施例の低速用のリフトカーブを備えた図 6 に示す 6e の位置（ニードルローラ 6 が U ターンされる位置）を含む近傍に対応して形成されている。

【0027】この実施例では第一実施例と同様に低速用のリフトカーブを得るべく、図 8 に示すように揺動アーム 2 の回転中心 m を図 1 の状態より遅角側に位置させ

る。この状態において、カム11が開き始めるP方向から駆動し、カムノーズがニードルローラ6と接触する時に最も揺動中心から離れた位置にニードルローラ6を移動する。すると、図6に示すようにニードルローラ6は6d, 6eで示す位置を経るよう移動する。そして、ニードルローラ6は最大リフト量を得る位置である6e近傍ではロックアーム3をリフト軽減面12aにて押圧駆動する。このため、最大リフト量は図4の一点鎖線aにて示すように第一実施例の低速用のリフトカーブに比較して最大リフト量が小さなものとなり、作用角Bは第一実施例と同じとなる。この結果、フリクションを低減することができる。

【0028】なお、この発明は前記実施例に限定されるものではなく、この発明の趣旨から逸脱しない範囲で任意に変更することも可能である。

(1) 前記実施例では、ガソリンエンジンに具体化したが、ディーゼルエンジンに具体化することもできる。

#### 【0029】

【発明の効果】以上詳述したように、本発明によればリフト特性の周期性を確保でき、偏心軸の回転位相を変化させることにより、リフト期間中のロックアームとカムとの係合タイミングを変化させることにより、運動部分の慣性質量の増加を伴うことない。しかも滑らかなリフト曲線を得ることができるとともに、異なる作用角を備えたリフトカーブを得ることができるという優れた効果を奏する。

#### 【図面の簡単な説明】

【図1】本発明を具体化した実施例を示し、(a)は平断面図、(b)は側断面図である。

【図2】同じく(a)は作用の説明のための平断面図、(b)は同じく側断面図である。

【図3】同じく可変動弁系の駆動機構を示す斜視図であ

る。

【図4】同じく可変動弁機構の作動を示すグラフである。

【図5】同じく可変動弁機構の作用を説明するための概略図である。

【図6】同じく可変動弁機構の作用を説明するための概略図である。

【図7】他の低速用リフトカーブを得るために要部の機構を示し、同じく(a)は作用の説明のための平断面図、(b)は同じく側断面図である。

【図8】他の実施例を示し、(a)は平断面図、(b)は側断面図である。

【図9】従来の可変動弁機構の側断面図である。

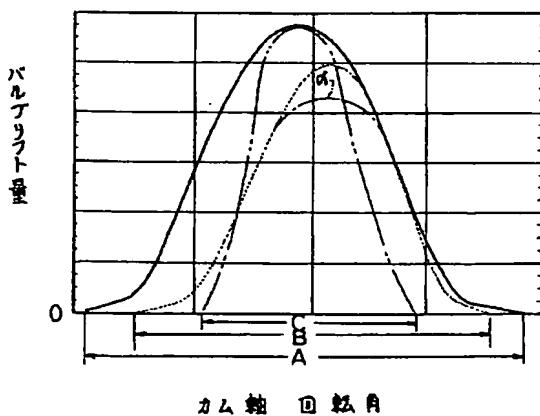
【図10】(a)は他の従来の可変動弁機構の側断面図、(b)は同じく平断面図である。

【図11】従来の可変動弁機構の作動を示すグラフである。

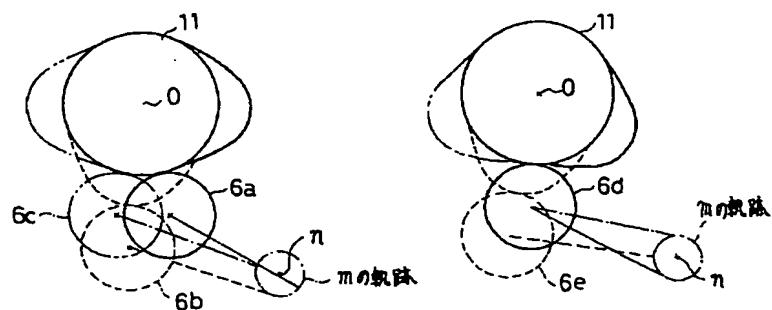
#### 【符号の説明】

1…ロックシャフト、1a…偏心軸部（偏心軸）、2…  
20 摆動アーム、3…ロックアーム、4…アーム片、5…  
軸、6…ニードルローラ（揆動部）、7…押圧ローラ  
（揆動部）、8…タペット、10…吸気側カムシャフト、  
11…カム、12…曲面、16…スプロケット、17…排気側カムシャフト、18, 19, 20…タイミングブーリ、  
21…タイミングベルト、22…タイミングブーリアッシャイ（位相可変手段）、23…吸気側ロックシャフト、  
24, 25…タイミングブーリ、26…タイミングベルト、  
27…第一ブーリ、28…第二ブーリ（前記16, 18, 19, 20, 21, 22, 24, 25,  
30 26, 27, 28とにより同期回転手段が構成されている。）。

【図4】



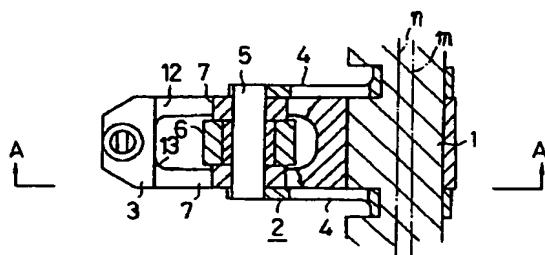
【図5】



【図6】

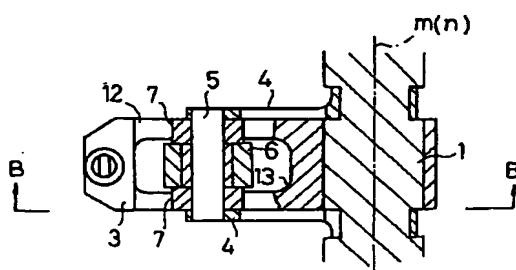
【図1】

(a)

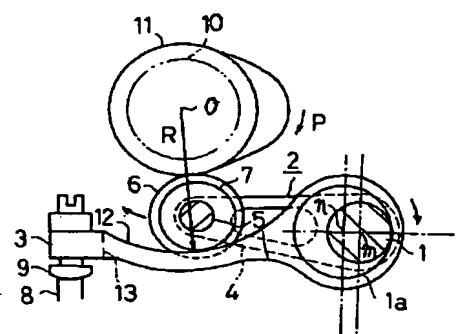


【図2】

(a)

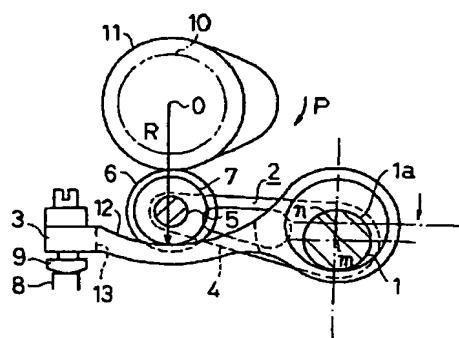


(b)

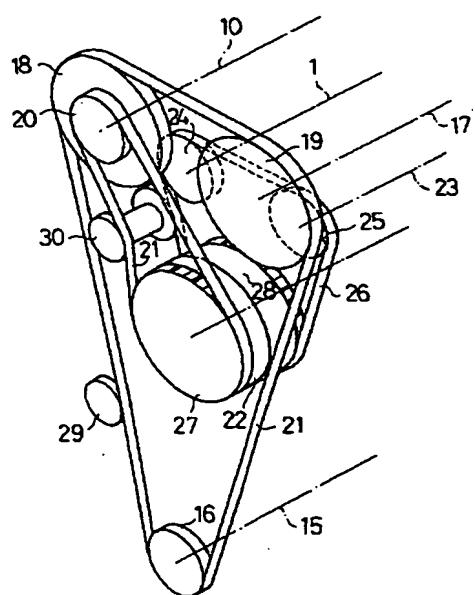


- 1-ロッドアーム  
2-歯車アーム  
3-ロッドアーム  
4-アーム片  
6-ニードルローラ  
7-複数ローラ

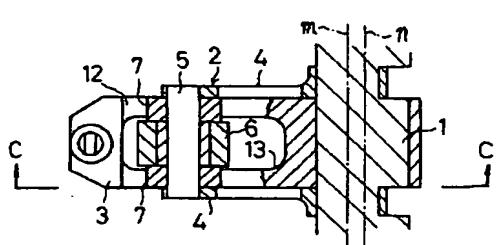
(b)



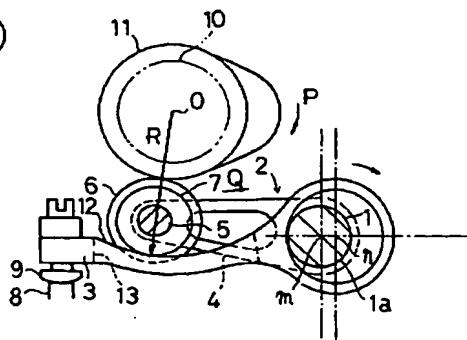
【図3】



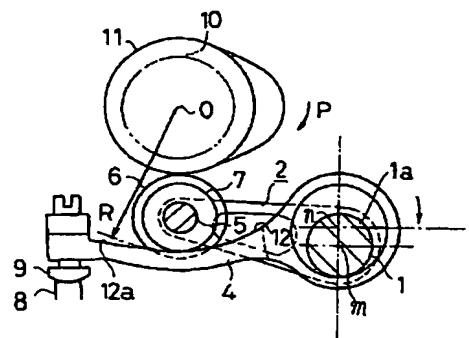
(a)



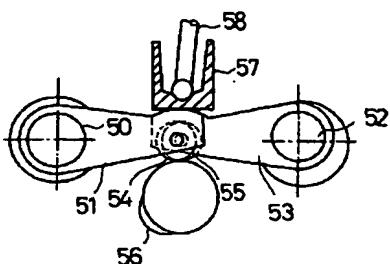
(b)



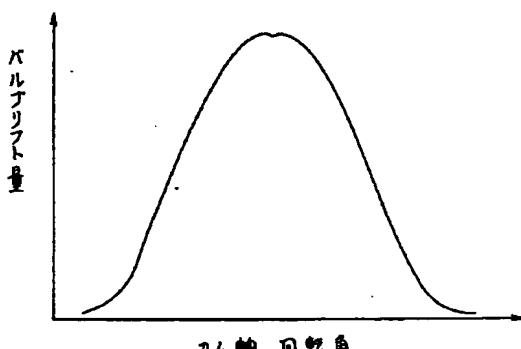
【図8】



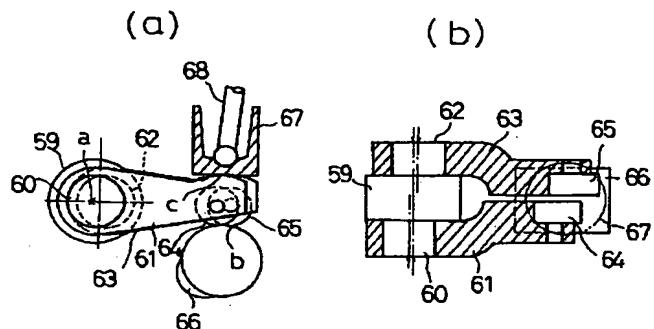
【図9】



【図11】



【図10】



## 【手続補正書】

【提出日】平成5年10月14日

## 【手続補正1】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】図8

## 【補正方法】変更

## 【補正内容】

【図8】他の実施例の側断面図である。